

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Tiago Akira Takahashi

**Construção de uma bancada de testes para o estudo do problema de
squeal noise em sistemas de freio a disco automotivo**

São Paulo

2006

Tiago Akira Takahashi

**Construção de uma bancada de testes para o estudo do problema de
squeal noise em sistemas de freio a disco automotivo**

Trabalho de conclusão de curso de graduação
apresentado ao Departamento de Engenharia
Mecânica da Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Carlos Kaminski

São Paulo

2006

FICHA CATALOGRÁFICA

Takahashi, Tiago Akira

Construção de uma bancada de testes para o estudo do problema de squeal noise em sistemas de freio a disco automotivo / T.A. Takahashi. -- São Paulo, 2006. 59 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Freios a disco 2.Acústica I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Resumo

Este trabalho descreve o projeto e a construção de uma bancada de testes para sistemas de freio a disco automotivo visando o estudo do problema de *squeal noise*, que é um tipo de ruído. O problema de ruídos em freios vem de longa data e ainda hoje não foi resolvido pela indústria do setor automotivo. Além de ser um ruído irritante para o ouvido humano, a ocorrência de ruído muitas vezes passa a sensação de insegurança, o que na maioria das vezes, não é verdade. A emissão de ruídos quase nunca tem efeito sobre o desempenho do sistema de freios. Ruídos são causados pela vibração de uma estrutura e quando a estrutura do sistema de freio a disco de um veículo vibra em determinadas frequências pode surgir o tipo de ruído denominado *squeal noise*. Um dos principais objetivos deste trabalho é o de se desenvolver uma bancada de testes relativamente simples, barata e eficiente para o estudo de *squeal noise*. A bancada deve simular de forma a mais real possível as condições de funcionamento do conjunto de freio, considerando os esforços, velocidades, massas, etc. Com a utilização da bancada poderão ser avaliadas as causas da ocorrência de ruídos e assim, poderão surgir alternativas de solução para o problema.

Abstract

This work describes the project and the construction of a testing bench of automotive disc brake systems aiming to study the squeal noise problem. The noise in brakes is a long time problem and has not been solved by the automotive industry yet. Besides being an annoying noise for the human ear, it might give a sensation of insecurity, which is not real most of time. The noise emission almost never has influences on the brake system performance. Noises are generated by the vibration of a structure and when the disc brake system structure brandishes with determinated frequencies the so called squeal noise may appear. One of the main aims of this work is to develop a testing bench relatively simple, cheap and efficient to study the squeal noise. The bench must simulate the running conditions of the brake assembly as real as possible, considering the stresses, velocity, mass and other parameters. With the bench utilization it might be possible to understand the causes of the noise and thus evaluate alternatives to solve such problem.

Lista de Ilustrações

Figura 1 - Disco de freio	11
Figura 2 - Pinça	11
Figura 3 - Cilindro mestre	12
Figura 4 - Servo freio [5].....	13
Figura 5 - Conjunto disco de freio e pinça [6].....	13
Figura 6 - Esquema de montagem típico [6].....	14
Figura 7 - Funcionamento do sistema de freios [6]	14
Figura 8 - Desenho esquemático da bancada de testes	20
Figura 9 - Configuração geométrica do disco de inércia	27
Figura 10 - Disco de inércia fabricado	28
Figura 11 - Motor elétrico	30
Figura 12 - Inversor de frequência e botoeira de proteção.....	30
Figura 13 - Modelo utilizado para dimensionamento do eixo	32
Figura 14 – Desenho do eixo projetado	35
Figura 15 - Eixo projetado com mancais de rolamento e partes dos acoplamentos elásticos	35
Figura 16 - Mancal de rolamento.....	37
Figura 17 - Chaveta do disco de inércia.....	38
Figura 18 - Chaveta de ponta de eixo	39
Figura 19 - Vista geral da base da bancada de testes	40
Figura 20 - Vista geral da base da bancada de testes	41
Figura 21 - Apoios dos mancais de rolamento	42
Figura 22 - Peça projetada para fixação do manômetro	43
Figura 23 - Peça projetada para fixação do manômetro em corte.....	43

Figura 24 - Peça de apoio do manômetro	44
Figura 25 - Peça de apoio do manômetro	45
Figura 26 - Manômetro	45
Figura 27 - Válvula agulha com dreno.....	46
Figura 28 - Bancada de testes - vista frontal.....	47
Figura 29 - Bancada de testes	48
Figura 30 - Disco de inércia, apoios e acoplamentos elásticos.....	49
Figura 31 - Conjunto manômetro e válvula agulha.....	49
Figura 32 - Componentes do sistema de freio montados.....	50
Figura 33 - Mecanismo de acionamento do sistema de freios	51

Sumário

1- Introdução	9
2- Sistemas de Freio a Disco	10
2.1- Funcionamento	13
3- Fundamentos Teóricos da Ocorrência de Ruídos	16
3.1- Classificação dos Ruídos	17
4- A Bancada de Testes	19
4.1- Modelo Esquemático	20
4.2- Componentes	21
5- Dimensionamento de Componentes	24
5.1- Dimensionamento do Disco de Inércia	24
5.2- Dimensionamento do Motor Elétrico	28
5.3- Dimensionamento do Eixo	31
5.4- Dimensionamento dos Mancais de Rolamento	36
5.5- Dimensionamento das Chavetas	37
6- Projeto da Base da Bancada	40
6.1- Peça de Apoio do Manômetro	42
7- Montagem Final da Bancada de Testes	47
8- Conclusão	52
Referências	53
Anexos	55

1- Introdução

A ocorrência de ruídos em sistemas de freio a disco é um problema comum encontrado na indústria automotiva. Apesar de muitas vezes não apresentar risco nenhum para o usuário do veículo, o ruído pode causar a sensação de insegurança, desconforto, além de ser um barulho bastante irritante.

A principal meta deste presente trabalho é realizar o projeto e a construção de uma bancada de testes para sistemas de freio a disco, visando estudar em detalhes o problema de ruídos. A bancada de testes, que é uma espécie de dinamômetro inercial, pode ajudar a avaliar as causas da ocorrência de ruídos e assim dar suporte a futuras propostas de solução para o problema.

Outra importante meta da construção do dinamômetro inercial é, futuramente, utilizar os resultados das análises de ruído e compará-los com dados relativos a pastilhas de freios. Pode-se assim chegar a uma relação entre características da pastilha de freios e a ocorrência de ruídos.

2- Sistemas de Freio a Disco

Sistemas de freio a disco são amplamente utilizados em automóveis, caminhões, trens, etc. e possuem a importante missão de parar estes veículos com segurança e precisão. A maioria dos automóveis utilitários de pequeno porte utiliza um sistema de freio a disco nas rodas dianteiras e alguns automóveis de médio e grande porte possuem freio a disco nas quatro rodas. O sistema de freio a disco de automóveis possui basicamente os seguintes componentes:

- Disco de freio
- Pinça
- Pastilhas de freio
- Cilindro mestre
- Servo-Freio

O disco de freio é a peça que gira solidária ao cubo da roda. É nele que serão aplicadas forças normais, através das pastilhas de freio. As forças normais, por sua vez, geram o atrito necessário para que ocorra a frenagem. O disco de freio é ilustrado na figura 1.

A pinça é a peça que contém as pastilhas de freio e um pistão que faz com que ocorra o movimento que produz a frenagem. O pistão da pinça é acionado hidraulicamente pelo fluído de freio. A pinça é mostrada na figura 2.



Figura 1 – Disco de freio



Figura 2 - Pinça

A figura 3 mostra o cilindro mestre. É o cilindro mestre, que pressiona o fluido de freio (dentro de um circuito fechado) para o acionamento do pistão e o conseqüente acionamento das pastilhas de freio. O cilindro mestre, por sua vez, é acionado pelo servo-freio, que tem a função de dar mais conforto ao motorista, fazendo com que este não precise aplicar um grande esforço para frear o veículo. Basicamente, o servo-freio é um dispositivo que possui duas

câmaras internas separadas por um diafragma, que contém uma haste para acionar o cilindro mestre. Ambas as câmaras possuem pressão menor do que a pressão atmosférica. Essa baixa pressão é conseguida com auxílio da sucção de ar do motor. Quando o motorista pisa no pedal de freio, este aciona o servo-freio e então uma válvula é aberta, permitindo a passagem de ar à pressão atmosférica para dentro de uma das câmaras. Assim, a câmara que se encheu de ar fica com uma pressão maior do que a pressão da outra câmara e então empurra o diafragma que contém a haste que ira acionar o cilindro mestre [5].

É isso que explica o fato de que aplicando uma pequena força sobre o pedal, é possível parar um veículo de uma tonelada a 100 km/h. O servo-freio é mostrado na figura 4.

O tipo mais comum de freios a disco é o que possui a pinça flutuante com um único pistão, e este tipo será utilizado na bancada de testes.



Figura 3 - Cilindro mestre

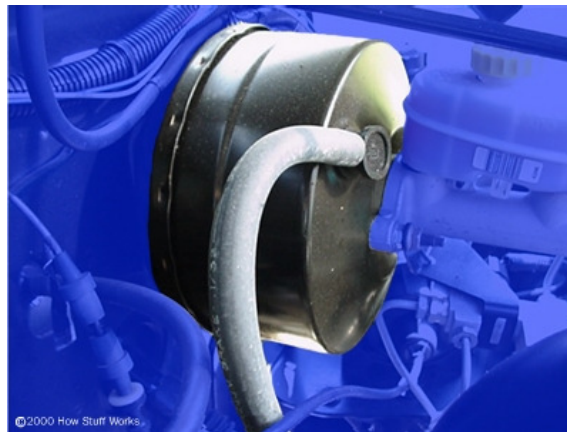


Figura 4 - Servo freio [5]



Figura 5 - Conjunto disco de freio e pinça [6]

2.1- Funcionamento

Antes de explicar o modo de funcionamento básico de um sistema de freio a disco, será ilustrada a montagem típica de um sistema com pinça flutuante.

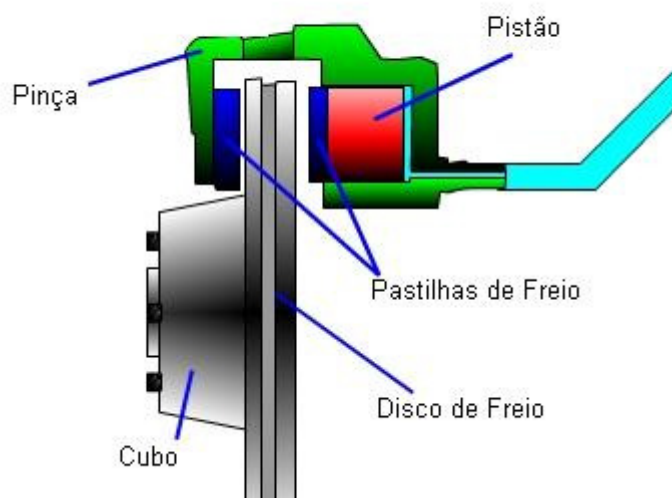


Figura 6 - Esquema de montagem típico [6]

A explicação do funcionamento básico do sistema de freios será baseada na figura 6, a seguir:

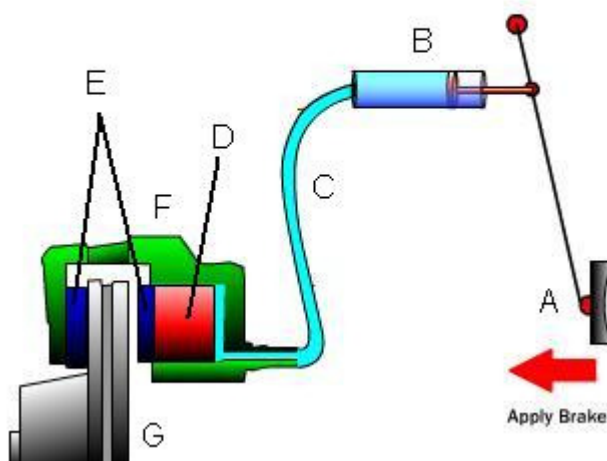


Figura 7 - Funcionamento do sistema de freios [6]

Ao acionar o pedal (A), a haste do pedal empurra o pistão do cilindro mestre (B) que por sua vez tenta comprimir o fluido de freio existente ao longo

de toda a tubulação (C). Sendo o fluido de freio um meio que pode ser considerado incompressível para esta análise, este transmite a pressão para o pistão (D) que então empurra a pastilha de freio (E) contra o disco de freio (G) gerando a fricção necessária para cessar o movimento de rotação do disco. É importante perceber que ao mesmo tempo em que o pistão é empurrado contra o disco, a pinça é empurrada em sentido contrário fazendo com que a outra pastilha, que é solidária à pinça, encoste no disco de freio.

Esta forma de construção possui um mecanismo de auto-ajuste, fazendo com que ambas as pastilhas sejam empurradas contra o disco de freio com uma força praticamente igual em ambos os lados.

3- Fundamentos Teóricos da Ocorrência de Ruídos

A vibração de uma estrutura gera ondas de pressão ao redor da mesma. Estas ondas de pressão são conhecidas como som. O som possui uma frequência de vibração, dada em hertz (Hz) que é responsável pelos timbres grave (para frequências mais baixas) e agudo (para frequências mais altas). A intensidade do som é mensurada em decibéis (dB).

A energia envolvida no transporte do som é geralmente muito pequena. Praticamente toda a energia dissipada pelo sistema de freios de um automóvel é dissipada na forma de calor, e uma parcela mínima, quando comparada com a energia térmica, é responsável pela emissão de ruídos. No entanto, essa parcela é responsável pelo ruído extremamente desconfortável gerado pelo sistema de freio.

Uma pessoa normal é capaz de ouvir sons com frequências que variam de 20 a 20000 Hz [2], sendo que a faixa de frequências na qual o ouvido humano é mais sensível varia entre 2000 a 4000 Hz. Os ruídos gerados pela vibração dos componentes do sistema de freio cobrem toda essa faixa de frequências audíveis para o ser humano, sendo portanto, um importante problema a ser resolvido.

Existem frequências de vibração nas quais a estrutura vibra com maior amplitude. Essas frequências são conhecidas como frequências de ressonância, e as maneiras de vibrar da estrutura são conhecidas como os modos de vibrar da estrutura. O formato da estrutura é um fator bastante influente no modo de vibrar da mesma. O entendimento da ocorrência de ressonância é fundamental, pois este fato está intimamente ligado à produção

de ruídos [1]. Isso leva a pensar em uma das principais alternativas para resolver o problema de ruídos em sistemas de freio que é a introdução de um amortecimento para a vibração dos componentes na interface pastilha – disco de freio [1]. Amortecendo o sistema, retira-se energia do mesmo e assim, a produção de ruídos pode ser minimizada.

Há um aspecto conflitante relacionado com o desempenho do sistema de freios e a redução de ruídos. A fricção é fundamental para a frenagem. Ela está relacionada com o atrito entre a pastilha e o disco de freio e este atrito gera vibração dos componentes, que por sua vez gera o ruído. Assim, o processo de redução de ruído deve ser feito de forma que as características de desempenho do freio não sejam afetadas.

A ocorrência do *squeal noise* é mais comum em situações de parada do veículo, como a parada em semáforos ou a parada para estacionamento.

3.1- Classificação dos Ruídos

Os ruídos resultantes da vibração do sistema de freio podem ser classificados em basicamente dois tipos [1]:

- Ruídos de baixa frequência – englobam faixas de frequência que variam de 100 a 1000 Hz.
- Ruídos do tipo *squeal noise* – englobam frequências acima de 1000 Hz.

Os ruídos do tipo *squeal noise*, por sua vez, são divididos em duas categorias:

- *Squeal noise* de baixa frequência – que engloba frequências de 1 a 7 kHz
- *Squeal noise* de alta frequência – que engloba frequências de 8 a 16 kHz.

Como visto anteriormente, o ouvido humano é mais sensível a sons que possuem frequência entre 2000 a 4000 Hz. Assim, o *squeal noise* de baixa frequência é considerado o tipo mais irritante de ruído para o ser humano.

4- A Bancada de Testes

A bancada de testes deve ser projetada para representar de forma mais realista possível a situação real de funcionamento do sistema de freios. Isso é necessário devido ao fato de que a ocorrência de ruídos está intimamente ligada à vibração dos componentes do sistema de freios como apresentado anteriormente.

Poderia se pensar em fazer um modelo em escala para avaliar o problema de ruídos. Um modelo em escala poderia ser utilizado com grandes chances de sucesso quando aplicado ao estudo de fricção ou análises de superfície, por exemplo. Porém, quando se trata do estudo de *squeal noise*, a geometria do sistema tem vital importância. Um modelo em menor escala não forneceria as mesmas frequências de ressonância que um modelo em escala real e assim não haveriam resultados satisfatórios [2].

Pelos motivos apresentados anteriormente, a bancada será construída utilizando-se peças originais de um automóvel de passeio de pequeno porte. O sistema de freios escolhido para ser estudado faz parte do automóvel Volkswagen Gol, com disco sólido. Tal escolha levou em conta o baixo custo dos componentes e a facilidade de obtenção das peças por ser o Gol um carro popular de grande aceitação no mercado.

A bancada representará o conjunto do sistema de freio a disco dianteiro esquerdo do veículo Volkswagen Gol.

4.1- Modelo Esquemático

A figura 8 apresenta um modelo esquemático da bancada a ser construída.

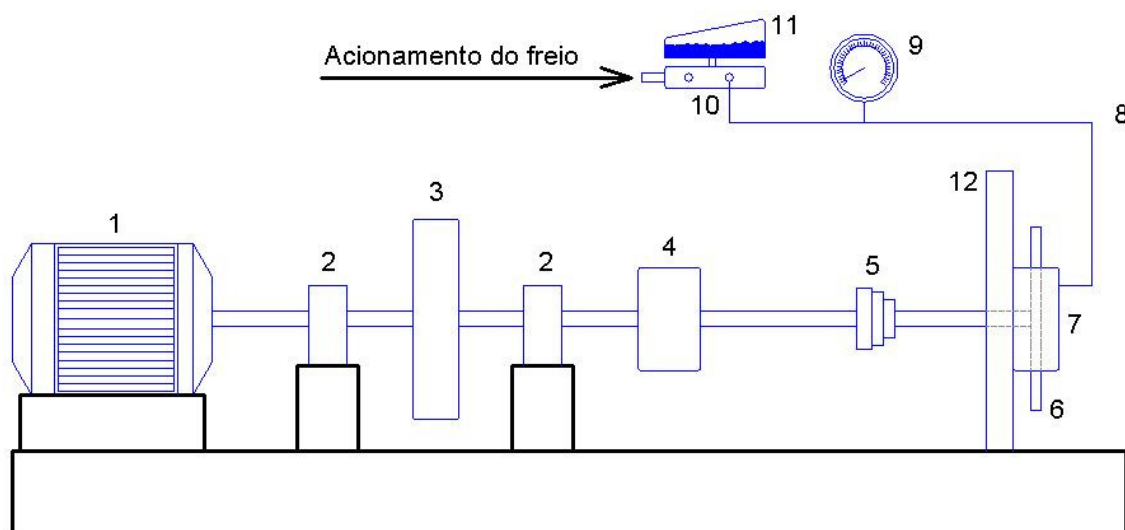


Figura 8 - Desenho esquemático da bancada de testes

Os itens apresentados na figura 8 são:

- 1- Motor Elétrico
- 2- Mancais de Rolamento
- 3- Disco de Inércia
- 4- Acoplamento Flexível
- 5- Junta Homocinética
- 6- Disco de Freio
- 7- Pinça (com as pastilhas de freio)
- 8- Tubulação do Sistema Hidráulico
- 9- Manômetro

10- Cilindro Mestre

11- Reservatório do Fluido de Freio

12- Torre de Suporte da Pinça, Rolamento, Eixo e Cubo da Roda.

4.2- Componentes

O item anterior apresentou os principais componentes que farão parte da bancada de testes. Este item irá descrever sucintamente o papel desses componentes e a importância de cada um deles.

- *Motor Elétrico:* O motor elétrico será utilizado para promover a rotação do disco de freio. Será dimensionado para conseguir fornecer o torque necessário para girar o disco de inércia e a rotação desejada.
- *Mancais de Rolamento:* os mancais têm a função de suportar a carga do disco de inércia.
- *Disco de Inércia:* Este componente tem a função de simular a massa do veículo que deve ser desacelerada. Deve ser dimensionada para fornecer a energia cinética correspondente à parcela da energia cinética do veículo que atua sobre uma das rodas dianteiras.
- *Acoplamento Flexível:* Este componente será necessário para acomodar possíveis desvios com relação à concentricidade dos eixos.
- *Junta Homocinética, Disco de Freio, Pinça, Tubulação do Sistema Hidráulico, Cilindro Mestre, Reservatório do Fluido de Freio:* Estes componentes serão utilizados de maneira idêntica e com a mesma função que possuem quando utilizados em automóveis.

- *Manômetro:* Um manômetro será colocado ao longo da tubulação da linha hidráulica do sistema de freio para a indicação da pressão da linha. Este é um parâmetro importante que será utilizado na fase de testes e análise de resultados.
- *Torre de Suporte:* Esta peça tem a função de sustentar a pinça, o disco de freio, o rolamento e o cubo da roda nas posições corretas para o funcionamento do sistema de freio. Num automóvel, essa peça também tem acoplados o amortecedor e a mola, componentes do sistema de suspensão do veículo.

Todos os componentes anteriormente descritos serão montados sobre uma base rígida, que será composta basicamente por vigas U soldadas entre si de maneira a possuir apoios firmes nas principais posições como o assento dos mancais de rolamento e da torre de suporte.

Uma observação deve ser feita sobre o disco de inércia que será utilizado na bancada. Inicialmente, será construída uma bancada preliminar, com um disco de inércia menor do que o que seria utilizado numa condição ideal de simulação das condições reais de operação. Isso será feito para que se possa visualizar algum tipo de problema não previsto como uma possível vibração excessiva da bancada, por exemplo. Assim, com a bancada preliminar, será possível adquirir uma noção real dos cuidados principais a serem tomados para a posterior adaptação da bancada para que esta possa simular as condições reais de operação de um sistema de freios.

Na bancada de testes, serão utilizados equipamentos de medição como microfones para que se possa medir o nível de ruído (frequência e intensidade)

emitido a cada teste. Assim, pode-se correlacionar dados como o nível de ruído, pressão aplicada ao sistema de freios, temperatura do disco de freio, rotação do disco de freio, etc.

5- Dimensionamento de Componentes

Esta seção do trabalho apresentará a etapa de dimensionamento de componentes como o disco de inércia, os mancais de rolamento, o motor elétrico, e as chavetas que serão utilizadas na transmissão de torque entre os componentes da bancada.

5.1- Dimensionamento do Disco de Inércia

O disco de inércia que fará parte da bancada de testes deve ser idealmente projetado para fornecer uma energia equivalente à parcela da energia cinética de um veículo em movimento que é dissipada pelo conjunto dianteiro esquerdo do sistema de freios quando este é acionado. Na bancada de testes que será inicialmente construída, o disco de inércia será menor do que o que seria considerado ideal por motivos já explicados anteriormente no item 4.2 deste trabalho.

A energia cinética de um veículo pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$E_c = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad (1)$$

Onde:

E_c = Energia cinética do veículo [J]

m = Massa do veículo [kg]

v = Velocidade do veículo [m/s]

Pode-se imaginar uma situação onde a energia cinética do veículo é dissipada de maneira uniforme em cada um dos quatro conjuntos do sistema de freio do veículo, presentes em cada uma das quatro rodas do veículo. Nesse caso, a energia cinética dissipada por cada conjunto durante o processo de frenagem seria a energia cinética do veículo dividida por quatro. Na realidade, a parcela da energia cinética do veículo dissipada pelo conjunto dianteiro do sistema de freios é maior do que a do sistema traseiro, devido a transferência de peso que ocorre durante a frenagem. Porém, por hora é suficiente admitir que a energia cinética do veículo é dissipada uniformemente.

Assim, pode-se dizer que idealmente, o disco de inércia deve fornecer uma energia cinética igual a energia cinética do veículo em movimento dividida por quatro. A energia cinética de um disco girando ao redor de seu eixo é dada por:

$$E_{cdisco} = \frac{J \cdot \omega^2}{2} \quad (2)$$

onde:

E_{cdisco} = Energia cinética do disco [J]

J = Momento de inércia do disco [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

ω = Velocidade angular [rad/s]

Idealmente, $E_{cdisco} = \frac{E_c}{4}$, conforme assumido anteriormente. Assim, das

equações (1) e (2) tem-se:

$$\frac{m \cdot v^2}{8} = \frac{J \cdot \omega^2}{2} \quad (3)$$

Mas $v = \omega \cdot r$, com r igual ao raio externo do pneu do veículo expresso em metros. É importante lembrar que está sendo considerado que os quatro pneus do veículo são iguais e, portanto, possuem o mesmo raio. Assim a equação (3) pode ser modificada e fica da forma:

$$\frac{m \cdot \omega^2 \cdot r^2}{8} = \frac{J \cdot \omega^2}{2} \quad (4)$$

Como as velocidades angulares do pneu do veículo e do disco de inércia são iguais, estes se cancelam. Isolando o momento de inércia do disco em (4) tem-se:

$$J = \frac{m \cdot r^2}{4} \quad (5)$$

Com a expressão (5), pode-se calcular o momento de inércia que o disco de inércia deve ter. Assumindo uma massa de 950 kg para o veículo e um pneu com raio de 0,28885m, o momento de inércia necessário para o disco seria de 19,81 kg*m². Este valor é bastante elevado e um disco que possuísse esse valor como momento de inércia teria um peso com valores entre 100 e 200 kg, dependendo da configuração geométrica do disco. Além das dificuldades de transporte de uma peça com este peso, há também o aspecto de segurança. Uma peça com estes altos valores de massa girando pode se tornar perigosa, e necessita de alguma forma de proteção ao usuário da bancada de testes.

É para contornar estes problemas, e ter uma visão mais real dos problemas que podem vir a aparecer na bancada de testes, que será feito um disco de inércia menor do que o considerado ideal.

O disco de inércia que fará parte da bancada terá um peso tal que uma pessoa consiga carregá-lo. Obviamente este disco de inércia não fornecerá a

energia ideal para efetuar os testes, mas servirá perfeitamente para que seja possível visualizar alguns possíveis problemas que seriam muito maiores caso estivesse sendo utilizado um disco de inércia maior. Dessa maneira, chegou-se a um disco de inércia feito de aço SAE1020 que terá em torno de 25kg e terá uma configuração geométrica conforme mostrada na figura 9, que possui algumas cotas em milímetros.

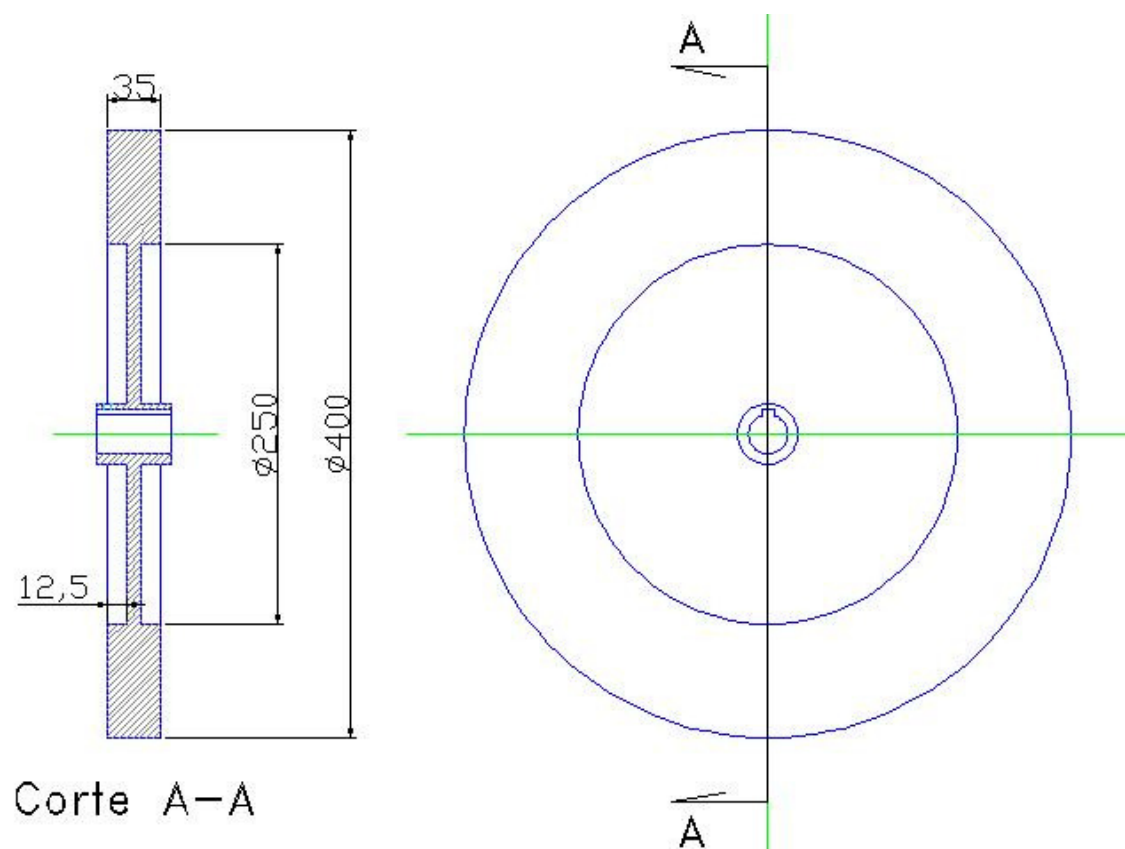


Figura 9 - Configuração geométrica do disco de inércia

Este disco de inércia projetado possui um momento de inércia de aproximadamente $0,622 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Este valor corresponde a 3,13% do valor considerado ideal, conforme apresentado nos parágrafos anteriores deste trabalho.

O disco de inércia fabricado pode ser visualizado na figura 10.



Figura 10 - Disco de inércia fabricado

5.2- Dimensionamento do Motor Elétrico

Com o dimensionamento do disco de inércia pode-se avaliar o momento de inércia equivalente de tudo o que o motor elétrico terá que acelerar, fazendo os componentes adquirirem o movimento de rotação. O valor exato do momento de inércia equivalente é difícil de ser obtido, pois a análise das peças já existentes não é tão simples. Porém, com auxílio de programas CAD/CAE existentes atualmente, foi possível estimar com razoável precisão os valores dos momentos de inércia de cada componente individualmente e a seguir

encontrar o momento de inércia equivalente do conjunto que irá compor a bancada de testes.

Apesar do fato de que primeiramente será construída a bancada preliminar, com disco de inércia menor, o motor elétrico será dimensionado com base no disco de inércia considerado ideal. Assim, o motor poderá ser utilizado futuramente com o disco de inércia ideal sem a necessidade de troca de motor, o que implicaria em maiores custos.

O momento de inércia equivalente de tudo o que será movimentado pelo motor tem um valor aproximado de $25 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Os componentes terão uma rotação máxima de aproximadamente 500RPM, que é a rotação da roda do veículo com o mesmo a uma velocidade de 54 km/h, considerando um raio externo do pneu de 0,28885 m, que é correspondente ao pneu original de fábrica do veículo Volkswagen Gol. Assim, consultando diversas curvas de torque de motores elétricos foi escolhido o motor elétrico trifásico da WEG IP55 W21 de 4cv de potência e 4 pólos com inversor de frequência para o controle da rotação. O torque que pode ser fornecido pelo motor nas rotações de 0 a 500RPM é de aproximadamente 43,1 Nm. Assim seria possível acelerar todo o conjunto de componentes da bancada (e ainda considerando o disco de inércia ideal) em aproximadamente 30 segundos. Este é um tempo razoável e perfeitamente viável para a realização dos testes. Considerando que na maioria dos testes a rotação final da bancada será menor que 500 RPM, o tempo de aceleração dos componentes será menor que 30 segundos.

Para a bancada preliminar, com disco de inércia menor, o tempo necessário para acelerar os componentes até uma rotação de 500 RPM é de apenas 3,6 segundos.

Os dados do motor elétrico citado [7], assim como os desenhos com dimensões do motor estão contidos na seção de anexos ao final deste documento (Anexos A, B, C e D).

Na figura 11 é apresentado o motor elétrico que será utilizado na bancada e na figura 12 é apresentado o inversor de frequência que será utilizado para controle do motor elétrico, além da botoeira de proteção do motor e do inversor de frequência contra possíveis picos de corrente elétrica.



Figura 11 - Motor elétrico



Figura 12 - Inversor de frequência e botoeira de proteção

5.3- Dimensionamento do Eixo

O eixo que suportará o disco de inércia e transmitirá o torque advindo do motor elétrico foi dimensionado à fadiga, utilizando-se o critério de Goodman. Não é de interesse deste trabalho dar enfoque à explicação teórica sobre os fundamentos teóricos envolvidos na aplicação do critério de Goodman. Tais explicações podem ser encontradas na referência [8].

O dimensionamento do diâmetro do eixo é obtido com a expressão mostrada a seguir:

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot N_f}{\pi} \cdot \left[\frac{\sqrt{(k_k \cdot M_a)^2 + 0,75 \cdot (k_{fs} \cdot T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(k_{fm} \cdot M_m)^2 + 0,75 \cdot (k_{fsm} \cdot T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (6)$$

onde:

d = Diâmetro do eixo

N_f = Coeficiente de segurança a fadiga

$k_f, k_{fs}, k_{fm}, k_{fms}$ = Coeficientes de concentração de tensão

M_a = Momento fletor alternado

T_a = Momento torçor alternado

S_f = Resistência a fadiga corrigida

M_m = Momento fletor médio

T_m = Momento torçor médio

S_{ut} = limite de ruptura do material

Para o dimensionamento do eixo que integrará a bancada de testes, foi assumido um comprimento inicial para o eixo. Foi utilizado o modelo de um eixo bi-apoiado para o cálculo inicial dos momentos fletores e torçores, aos quais o eixo estaria sujeito. O modelo utilizado para o estudo está mostrado na figura 13.

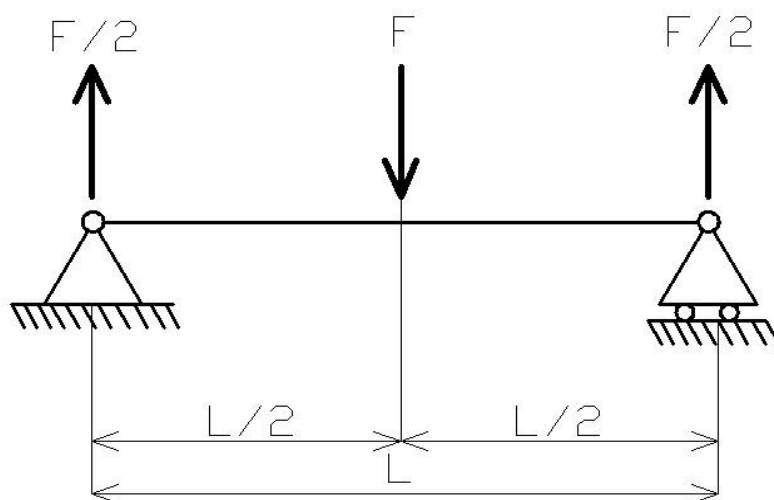


Figura 13 - Modelo utilizado para dimensionamento do eixo

Sendo F igual ao peso do disco de inércia e assumindo um comprimento L inicial é possível obter o diagrama de momento fletor para o eixo em questão. O máximo valor obtido para o momento fletor é igual ao momento fletor alternado M_a . O momento fletor médio neste caso não é considerado e vale zero. O momento torçor médio também não é considerado e pode ser desprezado na equação (6). Já o momento torçor alternado foi assumido como tendo a mesma magnitude do torque máximo fornecido pelo motor, ou seja, com magnitude de 43,1 Nm. Em utilização normal, não será atingido este valor máximo de torque. Assim, o eixo está sendo superdimensionado e assim caminha-se em direção à segurança.

Os coeficientes de concentração de tensão k_f , k_{fs} , k_{fm} e k_{fms} são obtidos através de diagramas existentes para tal fim. Tais diagramas foram consultados e os mesmos podem ser encontrados na referencia [8].

O material escolhido para o eixo é o aço SAE 1020 laminado a quente. Tal material tem como limite de ruptura $S_{ut}=379$ MPa. Para o cálculo da resistência a fadiga corrigida foi utilizada a expressão a seguir:

$$S_f = 0,504 * k_a \cdot k_b \cdot k_r \cdot S_{ut} \quad (7)$$

onde:

k_a = fator de correção devido à condição superficial

k_b = fator de correção devido ao tamanho

k_r = fator de correção devido à confiabilidade

Todos estes fatores de correção são explicados detalhadamente em [8], e não é escopo deste trabalho uma explicação mais detalhada destes fatores. Assim apenas uma explicação superficial será feita a seguir.

O fator de correção devido à condição superficial da peça k_a é calculado pela seguinte expressão:

$$k_a = A \cdot S_{ut}^b \quad (8)$$

Nesta expressão, os coeficientes A e b possuem valores tabelados [8] que dependem do processo de fabricação da peça. O eixo será usinado, e para este processo os coeficientes A e b tem valores de 4,51 e -0,265 respectivamente. Assim o fator de correção devido à condição superficial da peça k_a tem o valor de 0,95.

O fator de correção devido ao tamanho da peça k_b é calculado pela seguinte expressão:

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,1133} \quad (9)$$

Como pode ser percebido, o fator de correção k_b depende do diâmetro do eixo d . Assim o processo é iterativo e deve-se assumir um valor inicial para o diâmetro, que é o valor desejado para o dimensionamento. Felizmente a convergência do resultado ocorre após poucas iterações, facilitando o trabalho.

O fator de correção devido à confiabilidade k_r tem valores tabelados para cada nível de confiabilidade [8]. Por se tratar de uma bancada de testes experimentais, é desejável que a confiabilidade seja a maior possível. Assim, o nível de confiabilidade escolhido foi o de 99,9% de confiabilidade. Para este nível, o valor de k_b obtido é de 0,659.

Assim, utilizando a equação (6) para o dimensionamento do eixo, chegou-se a um eixo com diâmetro mínimo de aproximadamente 15 mm, considerando um coeficiente de segurança igual a 1.

Utilizando um fator de segurança igual a 4, obtém-se um diâmetro mínimo do eixo de 24,5 mm. Esse valor de diâmetro é igual ao diâmetro do eixo existente no veículo original, o Volkswagen Gol, que liga a junta homocinética à saída da caixa de câmbio do veículo.

O desenho do eixo projetado, já com rebaixos para os mancais de rolamento e rasgos para chavetas, pode ser visualizado na figura 14.

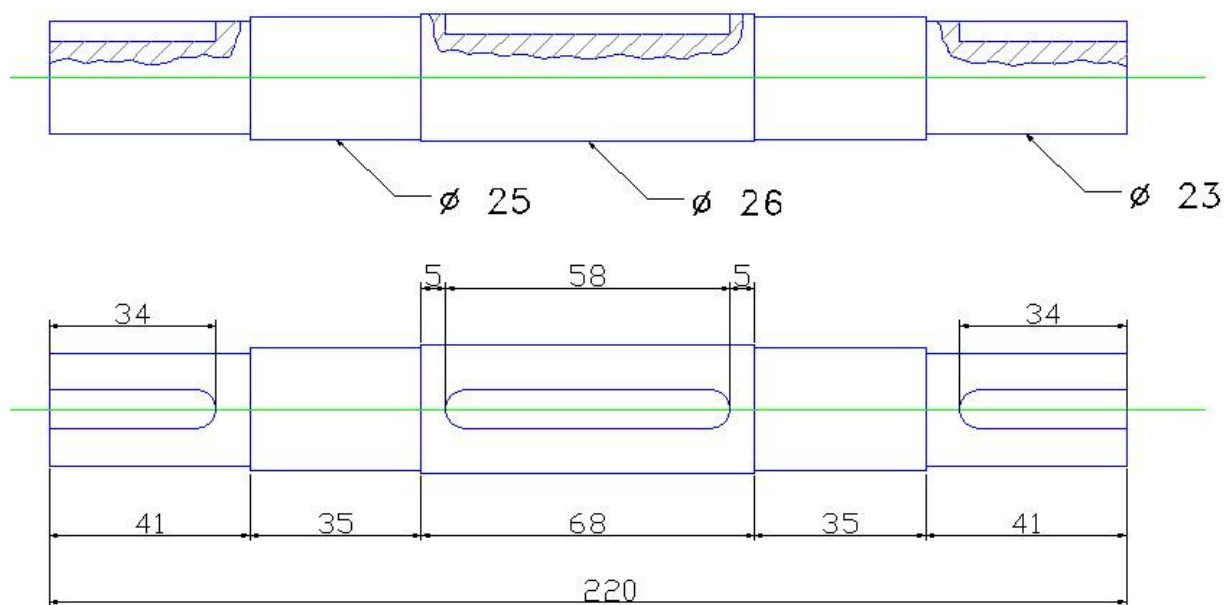


Figura 14 – Desenho do eixo projetado

O eixo projetado pode ser visualizado na figura 15. Junto ao eixo estão colocados os mancais de rolamento e partes dos acoplamentos elásticos.



Figura 15 - Eixo projetado com mancais de rolamento e partes dos acoplamentos elásticos

5.4- Dimensionamento dos Mancais de Rolamento

Os mancais de rolamento serão montados no eixo apresentado na seção anterior. O diâmetro interno dos rolamentos é de 25 mm. Considerando a força que estará sendo suportada pelos mancais e uma rotação de 500 RPM, é possível estimar o número de horas de vida dos mancais de rolamento. O número de horas de vida é obtido utilizando-se a expressão a seguir:

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad (10)$$

onde:

L = numero de horas de vida do mancal de rolamento

n = rotação do rolamento

C = Capacidade de carga dinâmica do mancal de rolamento

P = força radial aplicada ao mancal

Analisando o catálogo de rolamentos de uma carreira de esferas com diâmetro interno de 25 mm, encontra-se um valor mínimo da capacidade de carga dinâmica de aproximadamente 14000 N. A força P que será considerada tem valor de metade do peso do disco de inércia, ou seja, 122,5 N. A rotação assumida foi de 500 RPM, que é a rotação máxima que a bancada irá possuir em determinados testes. Como esse valor de rotação irá operar somente por um curto intervalo de tempo, pode-se dizer que o mancal está sendo superdimensionado. Utilizando estes valores na equação (10), chega-se a um valor de horas de vida muito elevado. Pode-se dizer que o rolamento terá

praticamente uma vida infinita enquanto operando sob estas condições. Por se tratar de uma bancada de testes, isto é perfeitamente viável.

Na figura 16 é possível visualizar um dos mancais de rolamento já montado no eixo.



Figura 16 - Mancal de rolamento

5.5- Dimensionamento das Chavetas

As chavetas possuem dimensões normalizadas de acordo com o diâmetro do eixo. Para eixos com diâmetro entre 22 e 30 mm, a chaveta deve possuir uma largura de 8 mm e uma altura de 7 mm. Apenas o comprimento da chaveta deve ser dimensionado para que o mesmo suporte os esforços que estarão atuando.

Para obter o comprimento mínimo que a chaveta deve possuir, foi avaliada a tensão na qual a chaveta estaria sujeita. A força que pode provocar o cisalhamento da chaveta provém do torque fornecido pelo motor. Já a área

resistente da chaveta é numericamente igual ao produto da largura da chaveta pelo seu comprimento. A tensão de cisalhamento é calculada por:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (11)$$

Esta tensão deve ser menor do que a tensão de escoamento ao cisalhamento do material da chaveta. As chavetas serão compostas de aço SAE 1020. Ao final do dimensionamento chegou-se aos resultados apresentados nas figuras 17 e 18. A figura 17 apresenta a chaveta do disco de inércia e a figura 18 apresenta as chavetas que serão colocadas nas pontas do eixo. Estas chavetas de ponta de eixo servirão para acoplar o eixo nos respectivos acoplamentos do motor e no acoplamento elástico. O coeficiente de segurança adotado é bem elevado e pode-se ter maior confiabilidade de que não haverá problemas durante a realização dos testes na bancada.

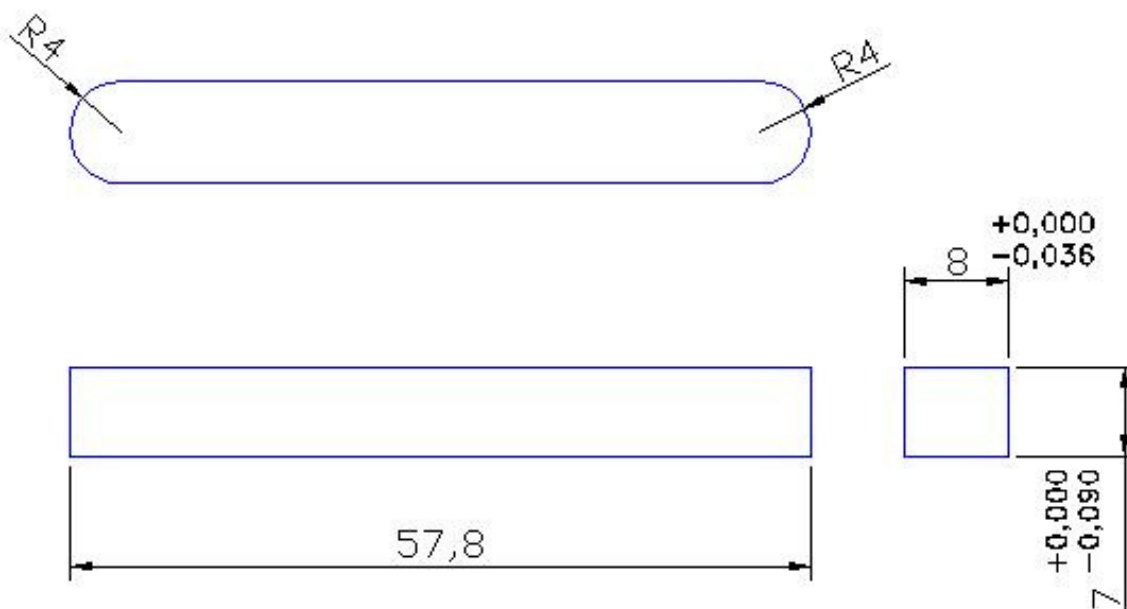


Figura 17 - Chaveta do disco de inércia

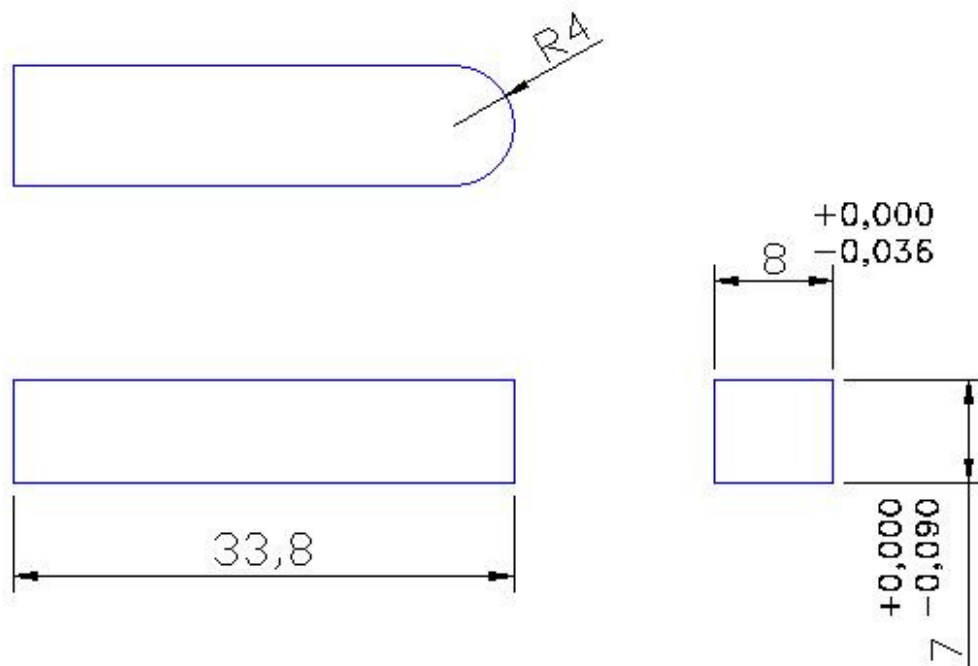


Figura 18 - Chaveta de ponta de eixo

6- Projeto da Base da Bancada

Todos os componentes da bancada foram dispostos sobre uma base, feita basicamente de vigas “U” soldadas entre si. Também foram utilizadas chapas e barras de seção quadrada para a confecção da base da bancada.

Devido ao peso dos componentes, é necessário que a base seja rígida o suficiente para que a mesma não vibre excessivamente. Assim, foi tomado todo o cuidado para que as soldas fossem bem feitas.

Para o suporte do manômetro que medirá a pressão existente na linha hidráulica do fluido de freio, foi projetada uma peça que será apresentada posteriormente.

Uma visão geral da base da bancada está ilustrada nas figuras 19 e 20.

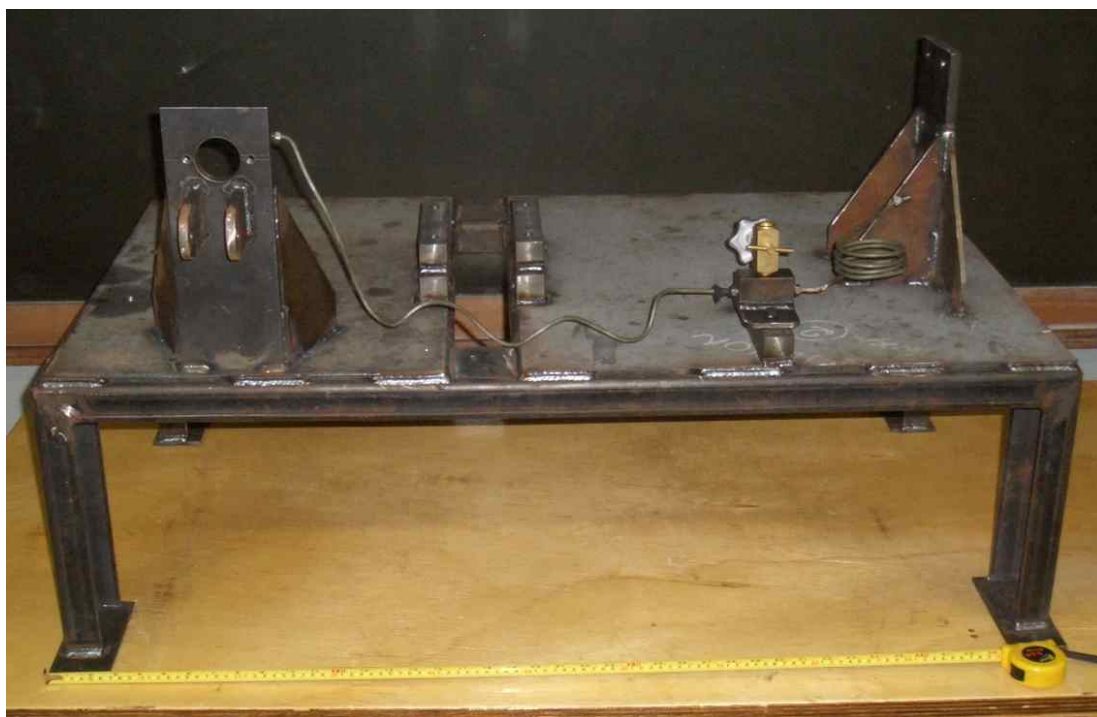


Figura 19 - Vista geral da base da bancada de testes



Figura 20 - Vista geral da base da bancada de testes

A base da bancada de testes tem dimensões de aproximadamente 1m de comprimento, 50 cm de largura e 35 cm de altura. Tendo como referência a figura 19, o motor elétrico será posicionado à esquerda, e a torre que suporta o disco e a pinça de freio será posicionada à direita da bancada, no apoio que pode ser visto. O apoio localizado do lado esquerdo na figura 19 servirá para o suporte do cilindro mestre e também para o suporte da alavanca que será utilizada para acionar o sistema de freios. Ao centro, existe um vão, onde será posicionado o disco de inércia, e os mancais de apoio serão fixados em uma base composta de barras de seção transversal quadrada que estão mostradas na figura 21.



Figura 21 - Apoios dos mancais de rolamento

Toda essa estrutura metálica que compõe a base da bancada de testes será também fixada a bancada existente no laboratório, através de parafusos.

6.1- Peça de Apoio do Manômetro

Para que o manômetro possa ser posicionado adequadamente e também inserido ao longo da linha hidráulica do fluido de freio, uma peça foi projetada. A peça projetada é apresentada nas figuras 22 e 23.

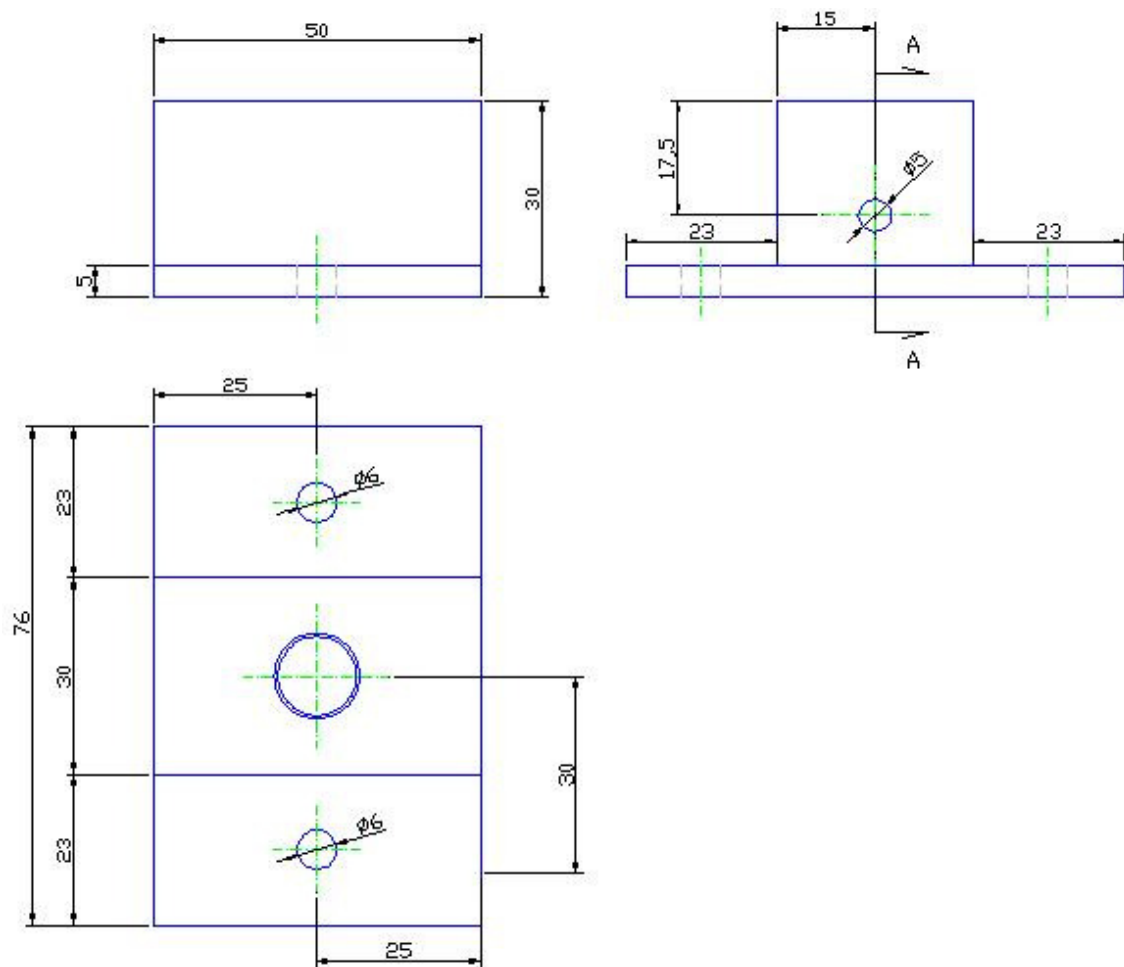


Figura 22 - Peça projetada para fixação do manômetro

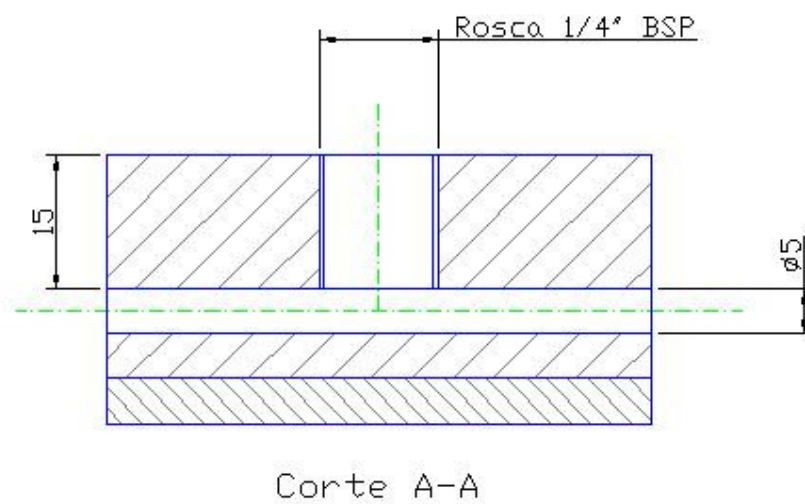


Figura 23 - Peça projetada para fixação do manômetro em corte

Na figura 23, que mostra a peça em corte, é possível observar o canal por onde o fluido de freio irá passar, que tem diâmetro de 5 mm. Este canal está ligado ao outro canal, que possui a parede roscada para conexão de uma válvula agulha. Sobre a válvula agulha é que será posicionado o manômetro.

A peça fabricada está apresentada nas figuras 24 e 25, e o manômetro que será utilizado inicialmente está mostrado na figura 26. O manômetro possui fundo de escala de 40 bar.

Na peça fabricada, é possível visualizar a tubulação hidráulica do sistema de freio já montada.



Figura 24 - Peça de apoio do manômetro

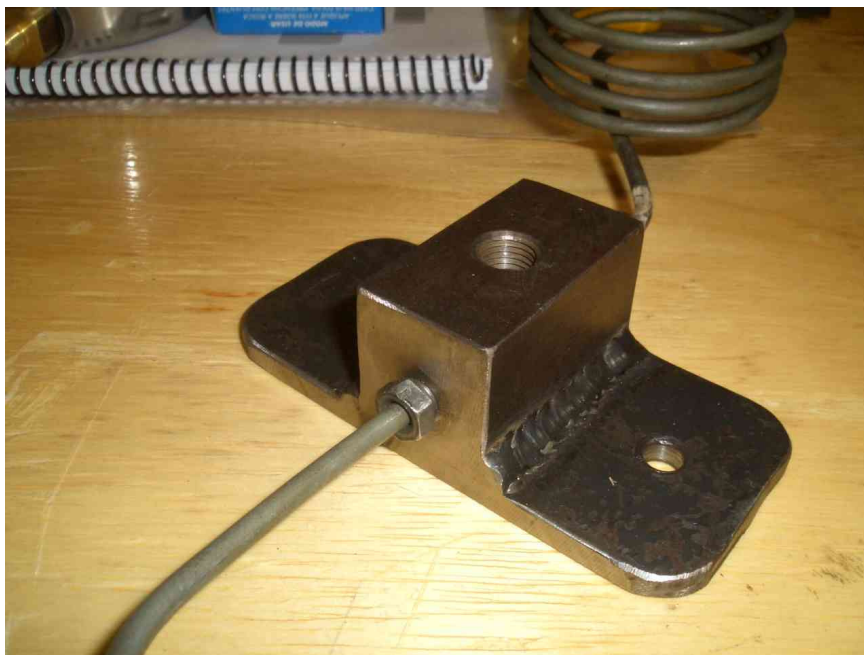


Figura 25 - Peça de apoio do manômetro



Figura 26 - Manômetro

A função da válvula agulha é de fazer a drenagem do fluido de freio na montagem do sistema e também de proporcionar a troca de manômetros. Isso pode ser necessário para que se possa ter uma precisão maior na leitura da

pressão da linha de fluido de freio. Podem ser colocados manômetros com diferentes fundos de escala, dependendo da necessidade de cada teste. Assim, com a presença da válvula agulha no sistema, basta trocar o manômetro e drenar o fluido de freio para que não restem bolhas de ar na linha hidráulica. A válvula que será utilizada na bancada de testes é mostrada na figura 27. Na figura é possível observar o furo por onde o fluido de freio poderá ser drenado, para que não existam bolhas de ar ao longo da tubulação.



Figura 27 - Válvula agulha com dreno

7- Montagem Final da Bancada de Testes

A etapa final deste trabalho foi a montagem da bancada. Todos os componentes descritos anteriormente foram montados sobre a base da bancada. O posicionamento de cada componente permite o correto funcionamento do sistema de freios.

As figuras 28 e 29 ilustram a bancada de testes com todos os seus componentes.

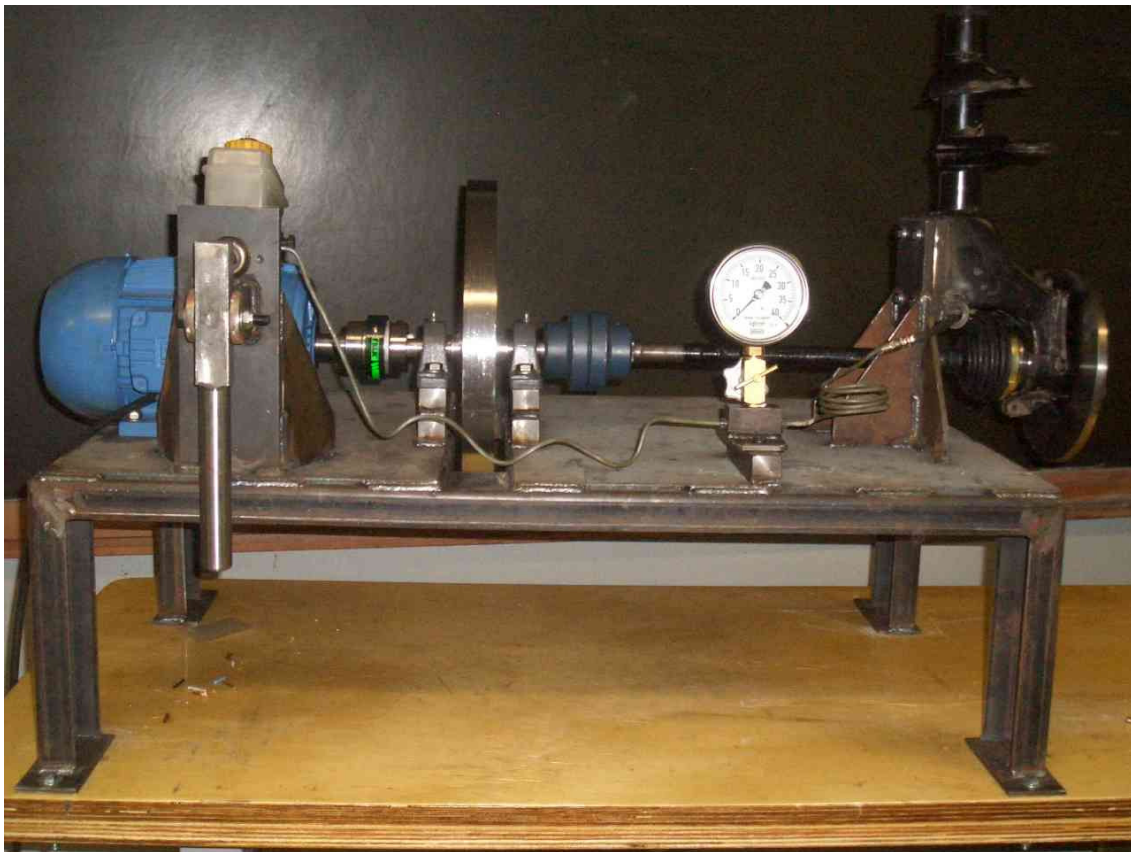


Figura 28 - Bancada de testes - vista frontal



Figura 29 - Bancada de testes

A figura 30 ilustra o disco de inércia apoiado nos mancais de rolamento. Pode-se também observar o posicionamento dos acoplamentos elásticos utilizados para fazer a junção dos eixos que compõe a bancada.

Na figura 31 é possível observar a montagem do manômetro sobre a válvula agulha e a peça de apoio apresentada anteriormente, na seção 6.1 deste trabalho. O manômetro posicionado desta forma será capaz de medir a pressão do fluido de freio na linha hidráulica.

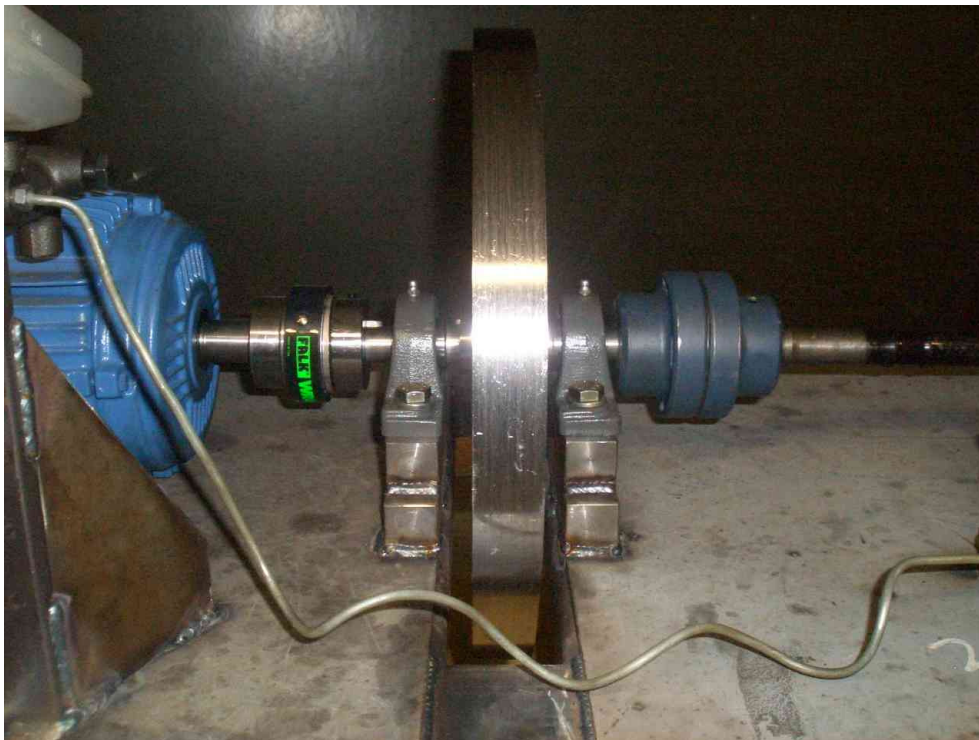


Figura 30 - Disco de inércia, apoios e acoplamentos elásticos

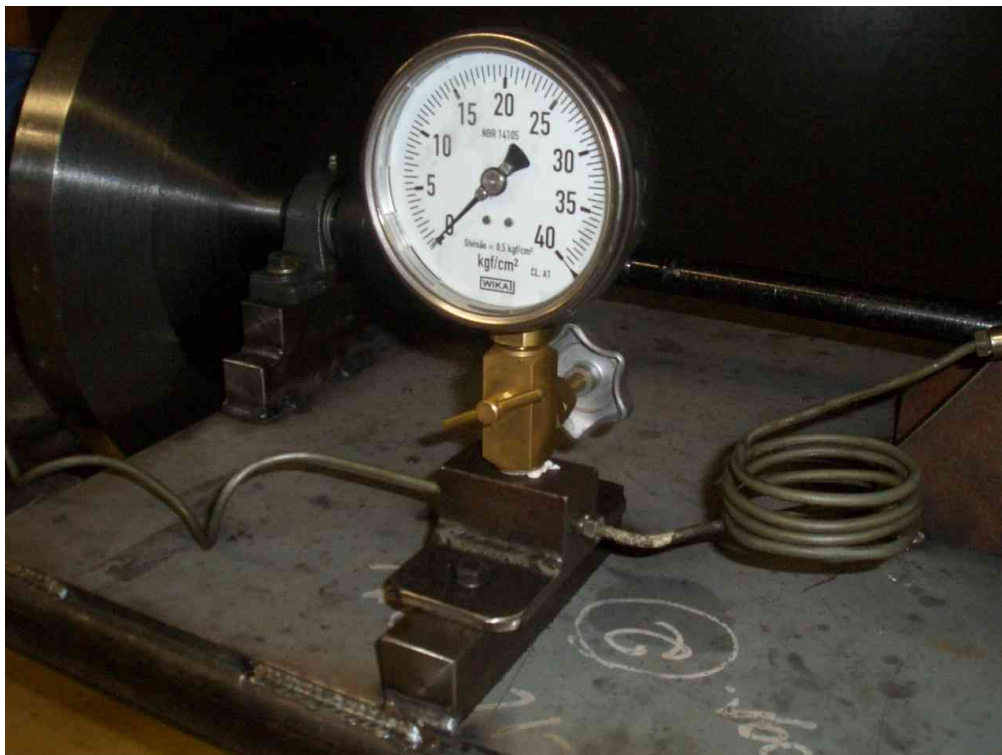


Figura 31 - Conjunto manômetro e válvula agulha

A figura 32 mostra os componentes do sistema de freio já montados e prontos para serem utilizados. Pode-se visualizar o disco de freio, a junta homocinética, o tubo flexível e uma parte da tubulação da linha hidráulica do sistema de freio.



Figura 32 - Componentes do sistema de freio montados

A figura 32 mostra a alavanca que será utilizada para acionar o sistema de freio a disco. A alavanca aciona o pistão do cilindro mestre, que pressiona o fluido de freio ao longo da tubulação hidráulica do sistema de freio e aciona o pistão da pinça de freio.



Figura 33 - Mecanismo de acionamento do sistema de freios

8. Conclusão

A bancada de testes foi montada e a próxima etapa consiste em proceder alguns testes, verificar se existem problemas e assim corrigi-los, analisar opções de melhoria da bancada. Como explicado anteriormente, essa construção é um protótipo inicial que permitirá uma análise mais apurada de como a bancada se comporta. Com os possíveis ajustes e melhorias, pode-se elaborar um procedimento de testes e assim começar a analisar os dados provenientes da utilização da bancada e iniciar um estudo mais aprofundado com o objetivo de relacionar algumas propriedades das pastilhas de freio com a ocorrência de ruídos. Com um maior entendimento dos fenômenos envolvidos da geração de ruídos, podem ser desenvolvidas alternativas de solução para o problema.


Referências

- [1] TRICHES Jr., M., GERGES, S.N.Y., JORDAN, R. **Reduction of Squeal Noise from Disc Brake Systems Using Constrained Layer Damping.** Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, Vol. XXVI, No. 3, 2004.
- [2] ERIKSSON, MICHAEL. **Friction and Contact Phenomena of Disc Brakes Related to Squeal.** Comprehensive Summaries of Uppsala Dissertations From the Faculty of Science and Technology 537, 2000
- [3] LIMPERT, RUDOLF. **Brake Design and Safety.** Second Edition, SAE, EUA, 1999.
- [4] Vários Autores. **Automotive Handbook**, 6th Edition, Robert Bosch GmbH / SAE, Alemanha, 2004
- [5] HowStuffWorks®. Disponível em <<http://auto.howstuffworks.com/power-brake.htm>>. Acesso em: 18 de Abril de 2006.
- [6] HowStuffWorks®. Disponível em <<http://auto.howstuffworks.com/disc-brake.htm>>. Acesso em: 18 de Abril de 2006.
- [7] WEG S.A. Disponível em <<http://www.weg.com.br>>. Acesso em: 15 de Julho de 2006.

[8] NORTON, ROBERT L. **Machinery Design – An Integrated Approach.** 2nd
Edition, McGraw-Hill, New York, USA, 1999.

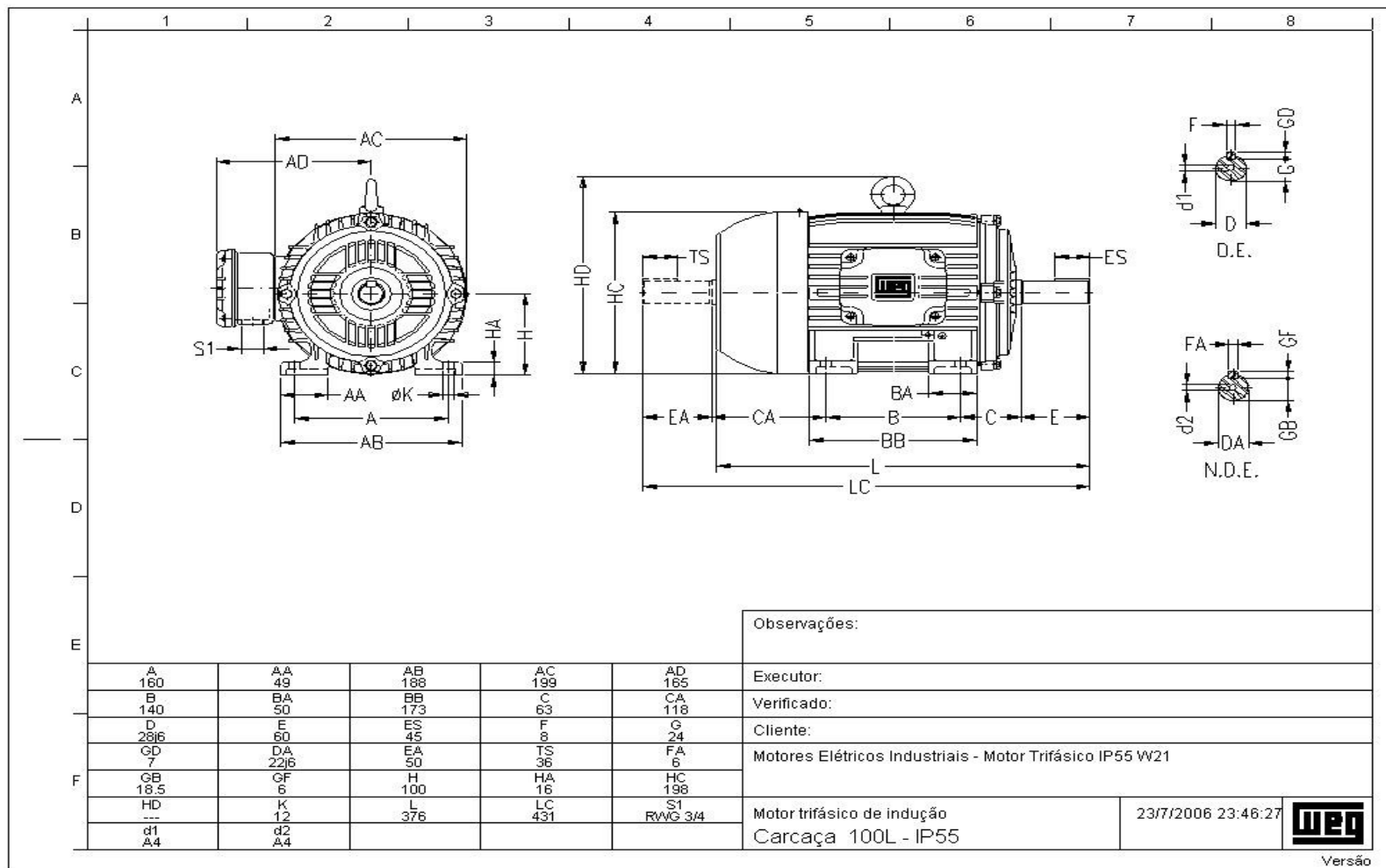
Anexos

Anexo A – Dados do Motor Elétrico

		No.: Data: 23/7/2006 23:44:19																																																				
FOLHA DE DADOS Motor trifásico de indução - Rotor de gaiola																																																						
Cliente : Linha do produto : Motores Elétricos Industriais - Motor Trifásico IP55 W21																																																						
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td style="width: 35%;">Cargaça</td><td>: 100L</td></tr> <tr><td>Potência</td><td>: 4 HP</td></tr> <tr><td>Frequência</td><td>: 60 Hz</td></tr> <tr><td>Pólos</td><td>: 4</td></tr> <tr><td>Rotação nominal</td><td>: 1725</td></tr> <tr><td>Escorregamento</td><td>: 4,17 %</td></tr> <tr><td>Tensão nominal</td><td>: 220/380/440 V</td></tr> <tr><td>Corrente nominal</td><td>: 11,8/6,83/5,90 A</td></tr> <tr><td>Corrente de partida</td><td>: 88,5/51,2/44,3 A</td></tr> <tr><td>Ip/In</td><td>: 7,5</td></tr> <tr><td>Corrente a vazio</td><td>: 6,00/3,47/3,00 A</td></tr> <tr><td>Conjugado nominal</td><td>: 16,6 Nm</td></tr> <tr><td>Conjugado de partida</td><td>: 260 %</td></tr> <tr><td>Conjugado máximo</td><td>: 280 %</td></tr> <tr><td>Categoria</td><td>: N</td></tr> <tr><td>Classe de isolamento</td><td>: B</td></tr> <tr><td>Elevação de temperatura</td><td>: 80 K</td></tr> <tr><td>Tempo de rotor bloqueado</td><td>: 7 s (quente)</td></tr> <tr><td>Fator de serviço</td><td>: 1,15</td></tr> <tr><td>Regime de serviço</td><td>: S1</td></tr> <tr><td>Temperatura ambiente</td><td>: 40</td></tr> <tr><td>Altitude</td><td>: 1000 m</td></tr> <tr><td>Proteção</td><td>: IP55</td></tr> <tr><td>Massa aproximada</td><td>: 30 kg</td></tr> <tr><td>Momento de inércia</td><td>: 0,00918 kgm²</td></tr> <tr><td>Nível de ruído</td><td>: 54 dB(A)</td></tr> </table>			Cargaça	: 100L	Potência	: 4 HP	Frequência	: 60 Hz	Pólos	: 4	Rotação nominal	: 1725	Escorregamento	: 4,17 %	Tensão nominal	: 220/380/440 V	Corrente nominal	: 11,8/6,83/5,90 A	Corrente de partida	: 88,5/51,2/44,3 A	Ip/In	: 7,5	Corrente a vazio	: 6,00/3,47/3,00 A	Conjugado nominal	: 16,6 Nm	Conjugado de partida	: 260 %	Conjugado máximo	: 280 %	Categoria	: N	Classe de isolamento	: B	Elevação de temperatura	: 80 K	Tempo de rotor bloqueado	: 7 s (quente)	Fator de serviço	: 1,15	Regime de serviço	: S1	Temperatura ambiente	: 40	Altitude	: 1000 m	Proteção	: IP55	Massa aproximada	: 30 kg	Momento de inércia	: 0,00918 kgm²	Nível de ruído	: 54 dB(A)
Cargaça	: 100L																																																					
Potência	: 4 HP																																																					
Frequência	: 60 Hz																																																					
Pólos	: 4																																																					
Rotação nominal	: 1725																																																					
Escorregamento	: 4,17 %																																																					
Tensão nominal	: 220/380/440 V																																																					
Corrente nominal	: 11,8/6,83/5,90 A																																																					
Corrente de partida	: 88,5/51,2/44,3 A																																																					
Ip/In	: 7,5																																																					
Corrente a vazio	: 6,00/3,47/3,00 A																																																					
Conjugado nominal	: 16,6 Nm																																																					
Conjugado de partida	: 260 %																																																					
Conjugado máximo	: 280 %																																																					
Categoria	: N																																																					
Classe de isolamento	: B																																																					
Elevação de temperatura	: 80 K																																																					
Tempo de rotor bloqueado	: 7 s (quente)																																																					
Fator de serviço	: 1,15																																																					
Regime de serviço	: S1																																																					
Temperatura ambiente	: 40																																																					
Altitude	: 1000 m																																																					
Proteção	: IP55																																																					
Massa aproximada	: 30 kg																																																					
Momento de inércia	: 0,00918 kgm²																																																					
Nível de ruído	: 54 dB(A)																																																					
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 30%;"></td> <td style="width: 20%; text-align: center;">Dianteiro</td> <td style="width: 20%; text-align: center;">Traseiro</td> <td style="width: 30%;"></td> </tr> <tr> <td>Rolamento</td> <td style="text-align: center;">6206 ZZ</td> <td style="text-align: center;">6205 ZZ</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Intervalo de lubrificação</td> <td style="text-align: center;">---</td> <td style="text-align: center;">---</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Quantidade de graxa</td> <td style="text-align: center;">---</td> <td style="text-align: center;">---</td> <td></td> </tr> </table>				Dianteiro	Traseiro		Rolamento	6206 ZZ	6205 ZZ		Intervalo de lubrificação	---	---		Quantidade de graxa	---	---																																					
	Dianteiro	Traseiro																																																				
Rolamento	6206 ZZ	6205 ZZ																																																				
Intervalo de lubrificação	---	---																																																				
Quantidade de graxa	---	---																																																				
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 30%;"></td> <td style="width: 20%; text-align: center;">Carga</td> <td style="width: 20%; text-align: center;">Fator potência</td> <td style="width: 30%; text-align: center;">Rendimento (%)</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">100%</td> <td style="text-align: center;">0,80</td> <td style="text-align: center;">83,5</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">75%</td> <td style="text-align: center;">0,73</td> <td style="text-align: center;">83,0</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">50%</td> <td style="text-align: center;">0,61</td> <td style="text-align: center;">82,0</td> </tr> </table>				Carga	Fator potência	Rendimento (%)		100%	0,80	83,5		75%	0,73	83,0		50%	0,61	82,0																																				
	Carga	Fator potência	Rendimento (%)																																																			
	100%	0,80	83,5																																																			
	75%	0,73	83,0																																																			
	50%	0,61	82,0																																																			
Executor:		Verificado:																																																				

Versão

Anexo B – Curvas do Motor Elétrico



Anexo C – Curvas de Desempenho do Motor Elétrico

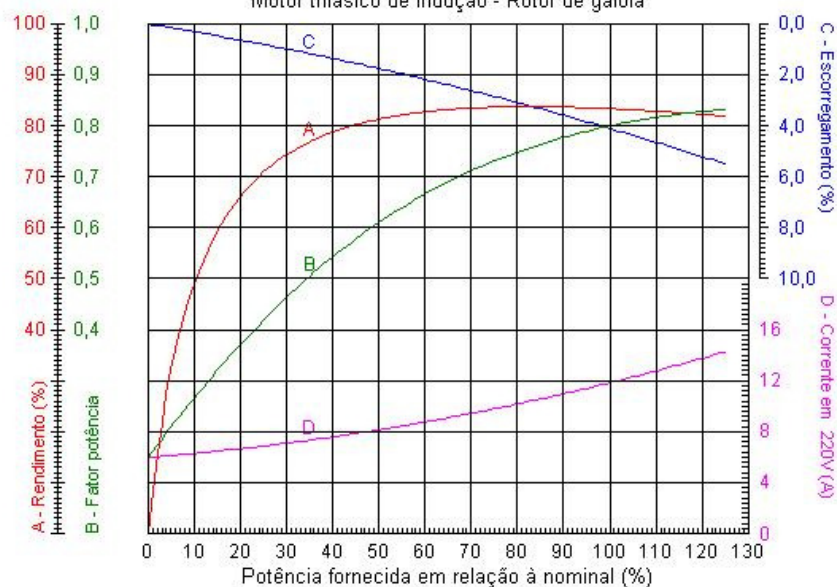


No.:

Data: 23/7/2006 23:53:58

CURVAS CARACTERÍSTICAS EM FUNÇÃO DA POTÊNCIA

Motor trifásico de indução - Rotor de gaiola



Cliente :
Linha do produto : Motores Elétricos Industriais - Motor Trifásico IP55 W21

Potência	: 4 HP	Ip/In	: 7,5
Caraça	: 100L	Regime de serviço	: S1
Rotação nominal	: 1725	Fator de serviço	: 1,15
Frequência	: 60 Hz	Categoria	: N
Tensão nominal	: 220/380/440 V	Conjugado de partida	: 260 %
Classe de isolamento	: B	Conjugado máximo	: 280 %
Corrente nominal	: 11,8/6,83/5,90 A		

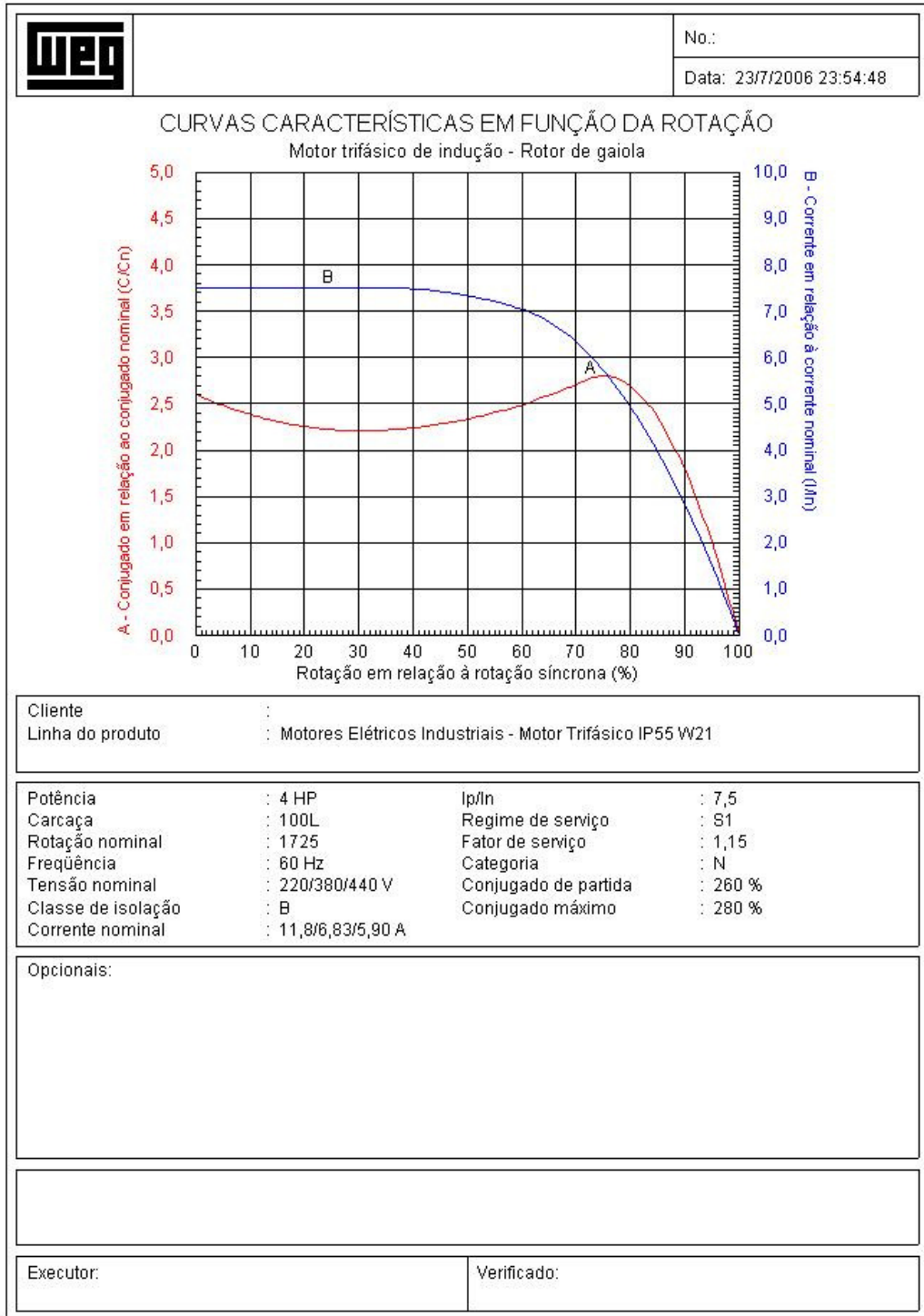
Opcionais:

Executor:

Verificado:

Versão

Anexo D – Curvas de Conjugado e Corrente do Motor Elétrico



Versão